

ПРОБЛЕМЫ МЕХАНИКИ И МАШИНОВЕДЕНИЯ

УДК 62.52

Обобщенные представления о задачах вибрационной защиты

С.В. Белокобыльский^{1, a}, С.В. Елисеев^{2, b}¹Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия²Иркутский государственный университет путей сообщения, ул. Чернышевского 15, Иркутск, Россия^arektor@brstu.ru, ^beliseev_s@inbox.ru

Статья поступила 15.12.2012, принята 12.02.2013

Предлагается обобщенный обзор механических колебательных систем. Задача виброзащиты рассматривается как введение в базовый колебательный контур дополнительной обратной связи. Показано, что структура и вид обратной связи зависят от выбора парциальных систем. Технология построения моделей может быть распространена на системы с несколькими степенями свободы. Определены условия снижения уровня колебаний объекта защиты путем присоединения динамического гасителя как некоторой дополнительной массы, присоединяемой упругим элементом. Представлены структурные интерпретации процесса динамического гашения как задачи управления динамическим состоянием объекта защиты. Рассмотрен пример введения дополнительной обратной связи. Данные подходы могут быть распространены на системы с несколькими степенями свободы, что можно реализовать путем внедрения приведенной жесткости фрагментов общей расчетной схемы виброзащитной системы с учетом особенностей структуры механической системы и условий формирования системы внешних воздействий.

Ключевые слова: динамическое гашение колебаний, структурные схемы виброзащитных систем, эквивалентные структурные преобразования.

Generalized representations on vibration protection tasks

S. V. Belokobyl'sky^{1, a}, S.V. Eliseev^{2, b}¹Bratsk State University, 40, Makarenko str., Bratsk, Russia²Irkutsk State University of Railway Transport, 15, Chernyshevskogo str., Irkutsk, Russia^arektor@brstu.ru, ^beliseev_s@inbox.ru

Received 15.12.2012, accepted 12.02.2013

The generalized approach to develop mathematical models of mechanical vibratory systems is proposed. The task of vibration protection is considered as the introduction of inherent feedback into the basic vibratory circuit. It has been demonstrated that the structure and the feedback type depend on the partial systems selection. The modeling technology may be applied to the systems with several degrees of freedom. The conditions to reduce the protection object's vibration level by joining a dynamic damper as some additional mass connected by an elastic element have been determined. The structural interpretation of the dynamic damping process as the tasks of control of the protection object's dynamic state has been presented. The example of the inherent feedback introduction has been examined. These approaches can be extended to the systems with several degrees of freedom, which can be implemented through the introduction of the rigidity of the fragments of the general design model of a vibration protection system taking into account the specifics of the mechanical system's structure and the conditions of the external actions system formation.

Key words: dynamical antihunting, vibration protection systems' structural schemes, equivalent structural transformations.

Введение. В общем случае виброзащитная система, включающая различные дополнительные средства и устройства (пружины, демпферы и др.), может быть представлена произвольной механической системой, к которой приложены, как силовые, так и кинематические динамические воздействия [1 – 3].

Силовые возмущения представляют собой некоторые переменные силы $Q_k(t)$, приложенные в точках B_k . Каждая из сил может иметь проекции $Q_1(t), Q_2(t), \dots, Q_{3k}(t)$ и образует $3k$ -мерный вектор

$\bar{Q}(t)$. Кинематические воздействия (по определению) представляют собой известные перемещения некоторых точек A_1, A_2, \dots, A_s (рис. 1).

Проекции этих перемещений $z_1(t), z_2(t), \dots, z_{3s}(t)$ на оси координат образуют, в свою очередь, $3s$ -мерный вектор $\bar{z}(t)$. Если динамические воздействия носят колебательный характер, то возникающие в виброзащитной системе перемещения могут принимать форму вибрационных полей перемещений, скоростей, ускорений, усилий и т. п. [4, 5, 15].

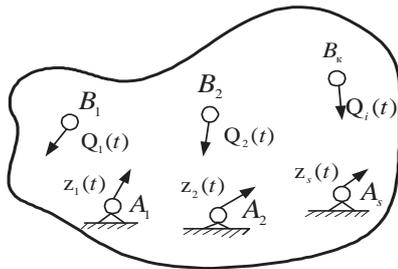


Рис. 1. Обобщенное представление о виброзащитной системе

В целях обеспечения надежной и безопасной работы технических систем возникает необходимость снижения интенсивности вибрационных полей, что связано с поиском и разработкой способов и средств уменьшения амплитудных или средних значений тех или иных характерных параметров виброзащитных систем.

Основные методы виброзащиты. Из анализа работ, посвященных теоретическим и прикладным задачам вибрационной защиты [2, 6 – 8], следует, что широко используется метод присоединения к объекту защиты других механических систем, параметры которых выбираются так, чтобы оказалось возможным уменьшение колебаний основной системы (рис. 2).

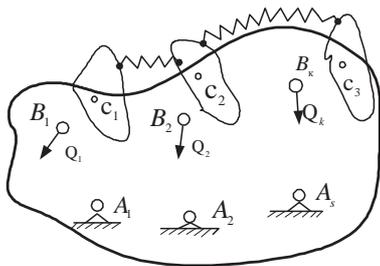
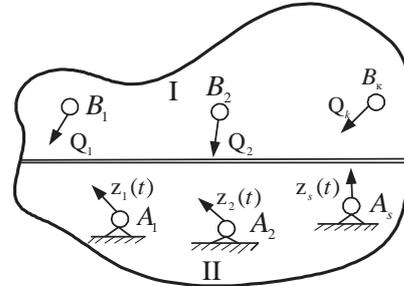


Рис. 2. Принципиальная схема вибрационной защиты путем присоединения дополнительных элементов или устройств

Такой способ виброзащиты получил название динамического гашения колебаний, а присоединяемые системы – динамических гасителей. В некоторых случаях динамическое гашение колебаний может быть также обеспечено путем соответствующих конструктивно-технических преобразований внутри исходной виброзащитной системы. Вопросы теории и практики динамического гашения колебаний нашли отражение в предыдущих работах. Известен метод, при котором исходная динамическая система может разделяться на две части (в первую очередь, с выделением объекта защиты) с последующим соединением этих частей дополнительными механическими элементами, устройствами и системами, как это показано на рис. 3а и 3б [2, 9]. В технической литературе такой метод часто называется виброизоляцией, или амортизацией, если рассматриваются вопросы динамики транспортных систем. Используемые дополнительные элементы и устройства получили название виброизоляторов, или амортизаторов. Как правило, при разделении системы выделяется «объект защиты», который условно может рассматриваться как «свободное тело», не соединяющееся с другими частями системы (рис. 3а, где часть I представляет собой амортизируемый объект). При этом часть II, связанная с другими телами (или системами),

называется основанием, или несущим телом (закон движения которого считается известным). Если динамические воздействия приложены к основанию, то цель может заключаться в защите объекта от действия возмущений со стороны основания. Если же воздействия непосредственно приложены к объекту, то виброизоляторы (или амортизаторы) обеспечивают защиту основания.

а)



б)

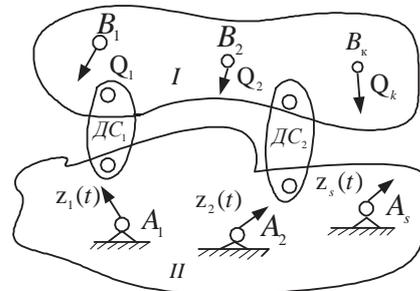


Рис. 3. Принципиальная схема реализации метода виброзащиты путем введения дополнительных связей: а) условное разделение системы на блоки I и II; б) введение дополнительных связей между блоками I и II (дополнительные связи обозначены ДС₁, ДС₂ и т. д.)

В инженерной практике часто принимается, что в первом случае имеет место виброзащита, а во втором – виброизоляция. Такое условное разделение задач сложилось в силу традиций [1, 6], однако в последние годы распространение получили подходы, основанные на обобщенных представлениях.

При более широкой постановке вопроса о способах и средствах вибрационной защиты как управлении динамическим состоянием виброзащитной системы (или некоторой механической системы) можно отметить, что виброзащита может также осуществляться за счет непосредственного уменьшения динамических воздействий. Кроме того, возможны соответствующие изменения конструкции объекта или условий закрепления с основанием. Упомянутые подходы не связаны напрямую с созданием специальных виброзащитных устройств и относятся к отдельным направлениям теории механизмов и машин.

Таким образом, действие любого виброзащитного устройства (или элемента виброзащитной системы) может быть сведено к формированию дополнительных динамических воздействий, обеспечивающих необходимое изменение параметров вибрационного поля или динамического состояния виброзащитной системы.

В этом смысле задача виброзащиты может рассматриваться как задача управления движением защищаемой механической системы, а динамические воздействия, соответствующие изменениям параметров, – как «управления». Развитие такого подхода нашло отражение в работах по структурной теории виброзащитных систем [11, 12].

Элементы теории виброзащитных систем. Теоретические основы построения динамических гасителей колебаний рассматривались в [13, 14, 16, 17]. В одномерном варианте виброзащитная система с динамическим гасителем (рис. 4а, б) представлена в работе [2].

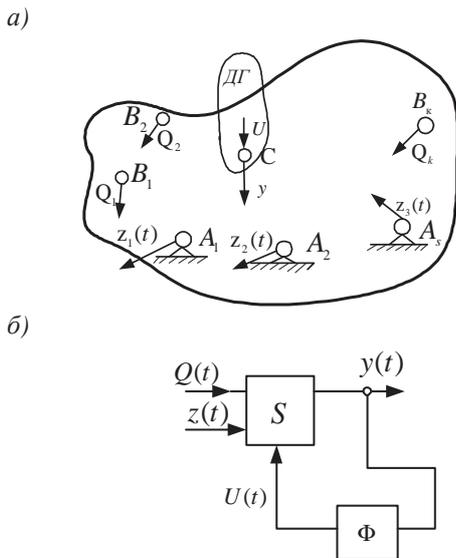


Рис. 4. Принципиальная схема установки одномерного гасителя колебаний: а) общий вид системы с присоединенным динамическим гасителем (ДГ); б) структурная схема общего вида, отражающая динамические связи в системе

В соответствии с рис. 4а присоединенный к объекту защиты гаситель (ДГ) в точке С создает силу $U(t)$, которая действует в определенном направлении y . В этом же направлении происходит и движение защищаемого объекта (рис. 4а). На структурной схеме системы (рис. 4б) $y(t)$ представляет собой «выход» системы; $U(t)$ – сила, создаваемая динамическим гасителем. Сила $U(t)$ формируется определенной структурой, создаваемой специально или уже имеющейся в виброзащитной системе. Закон формирования силы воздействия от гасителя зависит от конструкции гасителя и может быть реализован в различных формах, в том числе с помощью механизмов: зубчатых, шарнирно-рычажных и др. В большинстве случаев динамические гасители формируют управление, зависящее от закона изменения координаты движения объекта защиты $y(t)$. Такая зависимость может быть представлена в виде:

$$U(t) = \Phi\{y(t)\}, \quad (1)$$

где Φ – некоторый линейный дифференциальный оператор. Отметим, что рассматриваемая на рис. 4а систе-

ма, если принять во внимание ее упруго-инерционные свойства, является системой с обратной связью (рис. 4б). Детализация таких представлений в динамическом гашении колебаний нашла отражение в работах [3, 11]. При всей простоте подхода, основанного на структурных интерпретациях систем с динамическими гасителями колебаний, многие вопросы, имеющие, в частности, отношение к определению динамических нагрузок на элементы системы, а также учету конструктивных особенностей в кинематических парах динамических гасителей при использовании механизмов, еще не получили должного освещения.

Целью предлагаемой статьи является развитие методологических основ технологии определения динамических реакций в механических колебательных системах.

В качестве примера может быть рассмотрен простейший гаситель, состоящий из пружины с жесткостью k и массой m . В этом случае

$$U(t) = ky_1(t), \quad (2)$$

где y_1 – перемещение массы относительно точки крепления С (рис. 4а). С другой стороны, уравнение движения массы гасителя можно записать, используя преобразования Лапласа [3]:

$$mp^2(\bar{y} + \bar{y}_1) = -k\bar{y}_1, \quad (3)$$

здесь $p = j\omega$ – комплексная переменная. Из (2) и (3) следует

$$\bar{y}_1 = -\frac{mp^2}{mp^2 + k}\bar{y}. \quad (4)$$

Подставляя (4) в (2), можно найти

$$\bar{U} = -\frac{kmp^2}{mp^2 + k}\bar{y} = \Phi(p)\bar{y}. \quad (5)$$

Оператор Φ в этом случае оказывается линейным и является дробно-рациональной функцией от p [12].

Если объект состоит из массы M на пружине жесткостью k_0 , а динамический гаситель m опирается на объект M с пружиной k , тогда исходная система примет вид, как показано на рис. 5. Запишем уравнения движения системы на рис. 5 в системе координат y_0, y'_1 , принимая во внимание, что кинетическая и потенциальная энергии системы определяются выражениями:

$$T = \frac{1}{2}M\dot{y}_0^2 + \frac{1}{2}m(\dot{y}'_1)^2; \quad (6)$$

$$П = \frac{1}{2}k_0(y_0 - z)^2 + \frac{1}{2}k(y'_1 - y_0)^2. \quad (7)$$

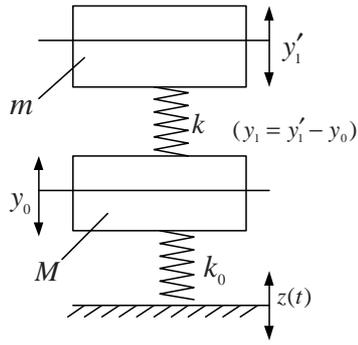


Рис. 5. Расчетная схема виброзащитной системы с динамическим гасителем колебаний при кинематическом возмущении $z(t)$

Уравнения движения в координатах y_0, y_1 имеют вид:

$$M \ddot{y}_0 + y_0(k_0 + k) - ky_1' = k_0 z, \quad (8)$$

$$m \ddot{y}_0' + y_1' k - ky_0' = 0. \quad (9)$$

Введем координату $y_1 = y_1' - y_0$, тогда

$$T = \frac{1}{2} M \dot{y}_0^2 + \frac{1}{2} m (\dot{y}_1 + \dot{y}_0)^2; \quad (10)$$

$$\Pi = \frac{1}{2} k_0 (y_0 - z)^2 + \frac{1}{2} k y_1^2 \quad (11)$$

Уравнения движения в системе координат y_0, y_1 принимают вид:

$$M \ddot{y}_0 + m \ddot{y}_0 + m \ddot{y}_1 + k_0 y_0 = k_0 z; \quad (12)$$

$$m \ddot{y}_1 + m \ddot{y}_0 + k y_1 = 0. \quad (13)$$

Построим структурные схемы системы на рис. 5 в системах координат y_0, y_1' (рис. 6а) и y_0, y_1 (рис. 6б).

Для вывода уравнений движения (8), (9) и (12), (13), а также построения структурных схем на рис. 6а, б, в, использовалась методика, изложенная в [3, 9, 11], основанная на применении преобразований Лапласа.

При первоначальном подходе управляющая сила имеет вид, определяемый выражением (5). В свою очередь, структурные схемы на рис. 6б и 6в могут быть преобразованы к виду, как показано на рис. 7.

Используя структурные схемы на рис. 7а, б, можно найти передаточные функции систем при входном кинематическом возмущении и выходном сигнале – смещении объекта защиты \bar{y}_0 или \bar{y}_1 :

$$W_1(p) = \frac{\bar{y}_0}{\bar{z}} = \frac{k_0(m p^2 + k)}{(M p^2 + k_0 + k)(m p^2 + k) - k^2}, \quad (14)$$

$$W_2(p) = \frac{\bar{y}_1}{\bar{z}} = \frac{k_0(m p^2 + k)}{((M + m) p^2 + k_0) \times (m p^2 + k) - (m p^2)^2} \quad (15)$$

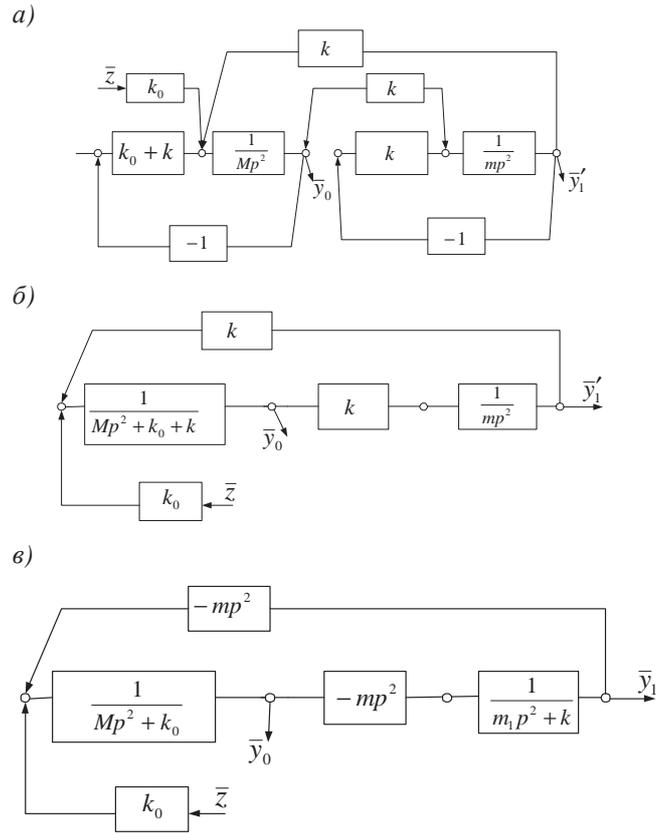


Рис. 6. Структурные схемы механической системы на рис. 5 в различных системах координат: а) развернутая структурная схема в координатах y_0, y_1' ; б) обобщенная схема в координатах y_0, y_1' ; в) обобщенная структурная схема в координатах y_0, y_1

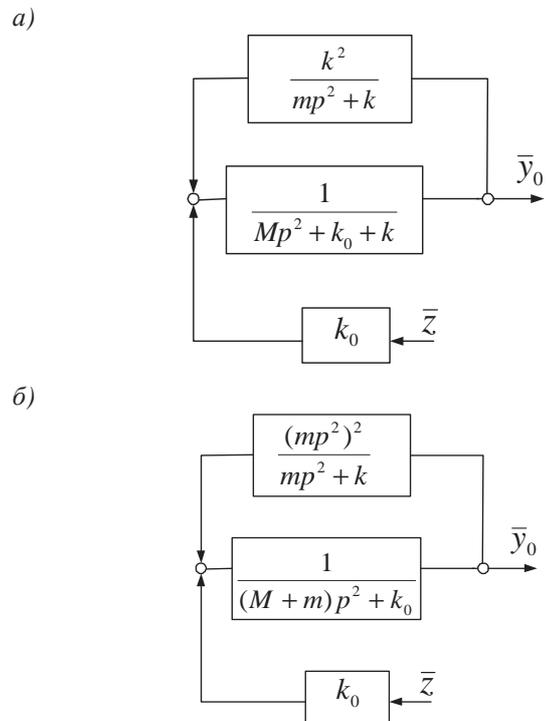


Рис. 7. Структурные схемы виброзащитной одномерной системы с динамическим гасителем колебаний: а) в системе координат y_0, y_1' ; б) в системе координат y_0, y_1

Выражения (14) и (15) совпадают, что вполне объяснимо. Важным для последующих исследований является то обстоятельство, что режим динамического гашения по координате y_0 наступает при условии

$$\omega_{\text{ошн}}^2 = \frac{k}{m}. \quad (16)$$

Вместе с тем, при совпадении (14) и (15) в структурных схемах на рис. 7а и 7б имеются различия. Они заключаются в том, что при одной и той же исходной механической системе (рис. 5) выбор системы координат предопределяет вид парциальных систем, из которых строится структурная схема эквивалентной в динамическом отношении системы автоматического управления [9]. В случае, когда парциальные системы выбираются в системе координат y_0, y_1' , используются два блока M, k_0, k и m, k , что формирует дополнительную обратную связь вида:

$$W_{\text{ошн}}(p) = \frac{k^2}{mp^2 + k}. \quad (17)$$

Такая положительная обратная связь в физическом смысле представляет собой силу, создаваемую динамическим гасителем в системе определенной структуры (рис. 7а), что можно рассматривать как введение дополнительной обратной связи по абсолютному отклонению. При определенных частотах (выражение (16)) обратная связь приобретает бесконечно большой коэффициент усиления, и движение по координате y_0 становится невозможным. Последнее и составляет суть динамического гашения колебаний.

При выборе системы координат y_0 и y_1 парциальные блоки имеют другой вид: M, k_0 и m, k , что приводит к другой структурной схеме (рис. 7б). В этом случае дополнительная положительная обратная связь имеет передаточную функцию:

$$W'_{\text{ошн}}(p) = \frac{(mp^2)^2}{mp^2 + k} \quad (18)$$

и представляет собой обратную связь по абсолютному ускорению объекта защиты. Режим динамического гашения также определяется выражением (16). Подходы к оценке динамических свойств системы с динамическим гасителем с использованием упомянутых представлений нашли отражение в работе.

Таким образом, выбор систем обобщенных координат для описания свойств динамического гашения привносит определенные особенности, учет которых необходим при детализированной оценке динамических свойств систем.

Найдем передаточные функции систем, представленных на рис. 6б и 6в:

$$W_1(p) = \frac{\bar{y}_1'}{\bar{z}} = \frac{k_0 k}{(Mp^2 + k_0 + k)(mp^2 + k) - k^2}, \quad (19)$$

$$W_1'(p) = \frac{\bar{y}_1}{\bar{z}} = \frac{k_0 mp^2}{[(M + m)p^2 + k_0] \times (mp^2 + k^2) - (mp^2)^2}. \quad (20)$$

Если полагать, что $\omega_{\text{ошн}}^2 = \frac{k}{m}$, то после подстановки $\omega_{\text{ошн}}$ в (19), (20) получим:

$$|W_1(p)| = \frac{k_0}{k}, \quad (21)$$

при $\omega_{\text{ошн}}^2 = \frac{k}{m}$ и

$$|W_1'(p)| = \left| \frac{k_0}{mp^2} \right| = \frac{k_0}{k} \quad (22)$$

при $\omega_{\text{ошн}}^2 = \frac{k}{m}$.

То есть, в режиме динамического гашения координаты движения y_1' и y_1 совпадают, что вполне объяснимо, так как y_0 становится равным нулю. Развивая систему физических представлений об особенностях режима динамического гашения колебаний, можно кинематическое возмущение $z(t)$ на рис. 5 заменить эквивалентным силовым возмущением $Q(t) = k_0 z$, что следует из построения уравнения движения (8), (9) и (12), (13). В этом случае режим динамического гашения может трактоваться как уравнивание силового возмущения, приложенного к объекту защиты, ($Q(t) = k_0 z$) за счет динамической силы, создаваемой динамическим гасителем колебаний.

Рассмотренный выше подход может быть распространен и на более сложные формы одномерных систем [2], имеющих большее число степеней свободы; при этом более простые технологии определения режимов динамического гашения колебаний можно ожидать для цепных систем, не имеющих перекрестных связей.

Возможности эквивалентных преобразований. Структурные схемы на рис. 7а и 7б могут быть рассмотрены в плане преобразований, если принять во внимание возможности представления элемента k (рис. 7а) в отрицательную обратную связь, каковым и является в колебательной системе упругий элемент [3]. Это позволяет структурную схему на рис. 7а преобразовать к виду, как показано на рис. 8а.

Полагая, что $\frac{k^2}{mp^2 + k} - k = -\frac{mp^2 k}{mp^2 + k}$, преобразуем схему на рис. 8а к виду, как показано на рис. 8б. Из структурной схемы на рис. 8б следует, что

$$W(p) = \frac{\bar{y}_0}{\bar{z}} = \frac{k_0 \frac{1}{Mp^2 + k_0}}{1 + \frac{kmp^2}{(mp^2 + k)(Mp^2 + k_0)}} = \frac{(mp^2 + k)k_0}{(Mp^2 + k_0)(mp^2 + k) + kmp^2}, \quad (23)$$

что полностью совпадает с выражением (14).

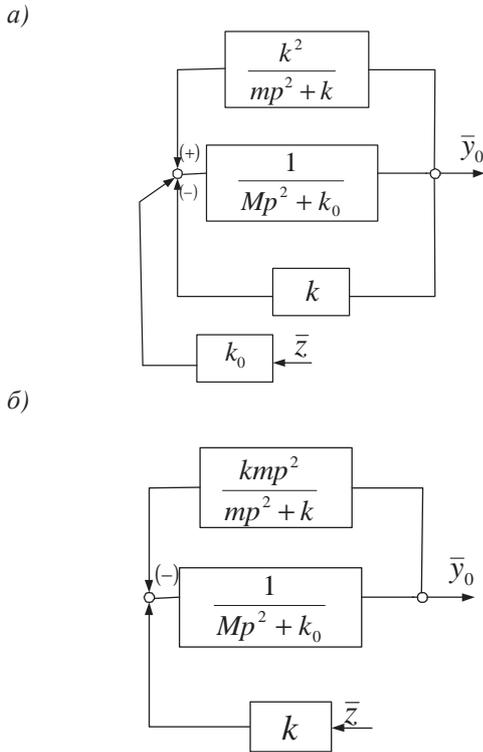


Рис. 8. Схема перевода упругого элемента k (рис. 7а) в дополнительную отрицательную обратную связь

С другой стороны, такие же преобразования возможны и по отношению к структурной схеме на рис. 7б.

В этом случае [11] элемент mp^2 может быть рассмотрен как дополнительная отрицательная связь в парциальной системе M, k_0 (рис. 9а).

При учете, что $\frac{(mp^2)^2}{mp^2 + k} - mp^2 = -\frac{mp^2 k}{mp^2 + k}$, структурная схема на рис. 9а преобразуется к виду, как показано на рис. 9б. В данном случае:

$$W(p) = \frac{\bar{y}_0}{\bar{z}} = \frac{k_0 \frac{1}{Mp^2 + k_0}}{1 + \frac{kmp^2}{(mp^2 + k)(Mp^2 + k_0)}} = \frac{(mp^2 + k)k_0}{(Mp^2 + k_0)(mp^2 + k) + kmp^2}, \quad (24)$$

что совпадает с выражением (23).

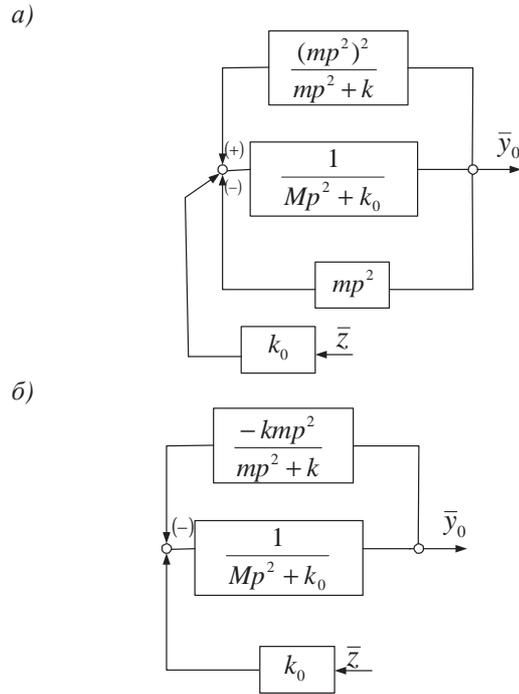


Рис. 9. Схема перевода упругого элемента mp^2 (рис. 7б) в дополнительную отрицательную обратную связь

Из приведенного следует, что эквивалентные преобразования возможны при переходе от положительной обратной связи к отрицательной обратной связи. При этом передаточная функция системы не меняется. Однако изменение характера обратной связи с положительной на отрицательную связано и с тем, что меняется и передаточная функция дополнительной отрицательной обратной связи, создаваемой динамическим гасителем колебаний. В этом случае передаточная функция дополнительной обратной связи (рис. 9б) совпадает с выражением (5). То есть, при рассмотрении структуры исходной механической системы (рис. 5) как состоящей из парциальных систем M, k_0 (объект защиты) и m, k (динамический гаситель) физический смысл режима динамического гашения заключается в том, что присоединенная масса m создает управляющую динамическую силу в соответствии с (5). Передаточная функция дополнительной отрицательной цепи обратной связи является линейным оператором $\Phi(p)$ (выражение (5)) в виде дробно-рациональной функции от оператора дифференцирования p .

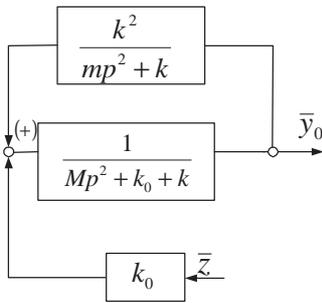
Если для исходной механической колебательной системы (рис. 5), которая рассматривается как расчетная схема виброзащитной системы (M, k_0) с динамическим гасителем m, k , выбирается другая пара парциальных систем (M, k, k_0) и (m, k) , то структурные схемы системы с динамическим гасителем будут иметь дополнительные положительные обратные связи. Эти связи имеют передаточные функции, определяемые выражениями (17), (18). Оба вида структурных интерпретаций дают одинаковые результаты, с учетом известных правил структурных преобразований [11].

Обобщенный подход в задачах динамического гашения колебаний. Рассмотрим возможности некоторых обобщений подхода, связанных с использованием общего выражения передаточной функции системы. Если воспользоваться выражением (14), то

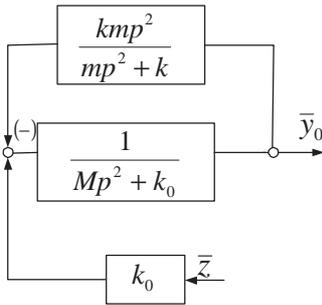
$$W(p) = \frac{\bar{y}_0}{\bar{z}} = \frac{k_0(mp^2 + k)}{[Mp^2 + k_0 + k] \cdot [mp^2 + k]k^2},$$

откуда можно найти, что

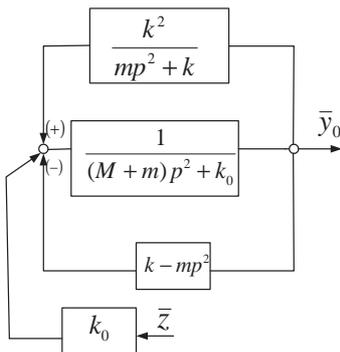
а)



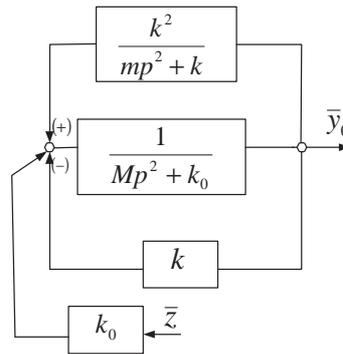
б)



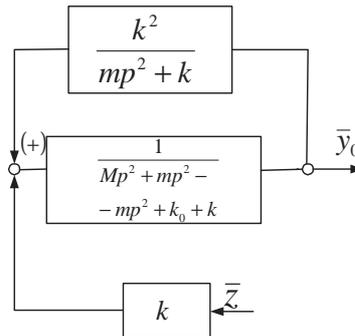
в)



г)



д)



е)

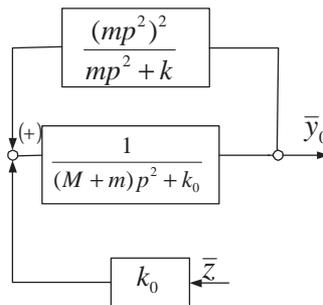


Рис. 10. Последовательность преобразований структурных схем с динамическим гасителем: а) парциальные системы M, k_0, k и m, k ; б) схема перевода от системы координат y_0, y_1' к y_0, y_1 ; в) введение отрицательной обратной связи; г) преобразование путем введения элемента $\pm mp^2$; д) переход к системе координат y_0, y_1 ; е) переход к системе с положительной обратной связью

Если система имеет несколько степеней свободы и цепную структуру, как показано на рис. 11, то при выделении объекта защиты, к которому приложено внешнее силовое возмущение, динамический гаситель можно представить как присоединение к объекту защиты M дополнительной массы m_g .

На приведенной схеме предполагается, что упругоинерционная часть, обозначенная контуром I, состоит

$$W(p) = \frac{\bar{y}_0}{\bar{z}} = \frac{k_0}{(Mp^2 + k_0 + k) - \frac{k_2^2}{mp^2 + k}} \quad (25)$$

Из (25) возможно формирование нескольких структурных схем в соответствии с правилами преобразования систем, изложенными в [11], как это показано на рис. 10.

из масс $m_1 \div m_n$ и соответствующих упругих элементов $k_1 \div k_n$. При этом M – масса объекта защиты; m_g – масса динамического гасителя; k_g – жесткость опорной пружины гасителя; y_0 и y_g – координаты положения объекта защиты и гасителя. Предполагается, что все движения малы и носят колебательный характер; силы трения полагаются малыми.

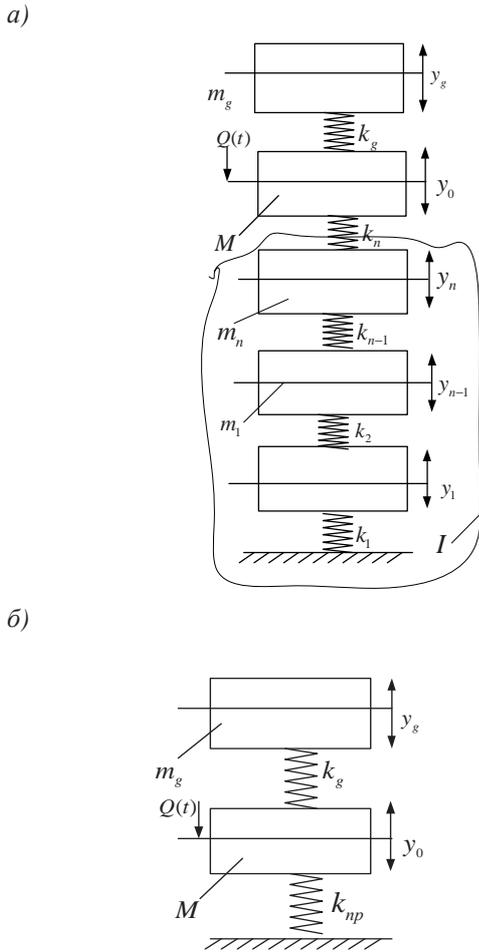


Рис. 11. Виброзащитная система с несколькими степенями свободы: а) расчетная схема в виде цепной структуры (контур I); б) приведенная схема с динамическим гасителем

Структурная схема системы, рассматриваемая в координатах, связанных с неподвижным базисом, имеет вид, как показано на рис. 12а.

Передаточная функция системы при силовом входе $Q(t)$ и выходном сигнале y_0 может быть представлена в виде:

$$W'(p) = \frac{\bar{y}_0}{\bar{Q}} = \frac{(m_g m^2 + k_g)}{(Mp^2 + k_{np} + k_g)(m_g p^2 + k_g) - k_g^2}, \quad (26)$$

$$W''(p) = \frac{\bar{y}_0}{\bar{Q}} = \frac{m_g p^2 + k_g}{(Mp^2 + k_g)(m_g p^2 + k_g) + mp^2 k_g} \quad (27)$$

Выражения (26) и (27) являются идентичными. Из вышеприведенного следует, что динамический гаситель обладает возможностью обеспечить режим динамического гашения при соответствующем выборе параметров M, k_g и m_g даже в тех случаях, когда виброзащитная система обладает большим числом степеней свободы. Определение приведенной жесткости может быть реализовано на основе соответствующих правил преобразований [12]. Вместе с тем необходимо отметить, что определение режимов динамического гашения и возможности их реализации существенно зависят от характера внешних возмущений, в том числе и от возможностей

возникновения источников возмущения внутри контура I (рис. 11а) или со стороны основания.

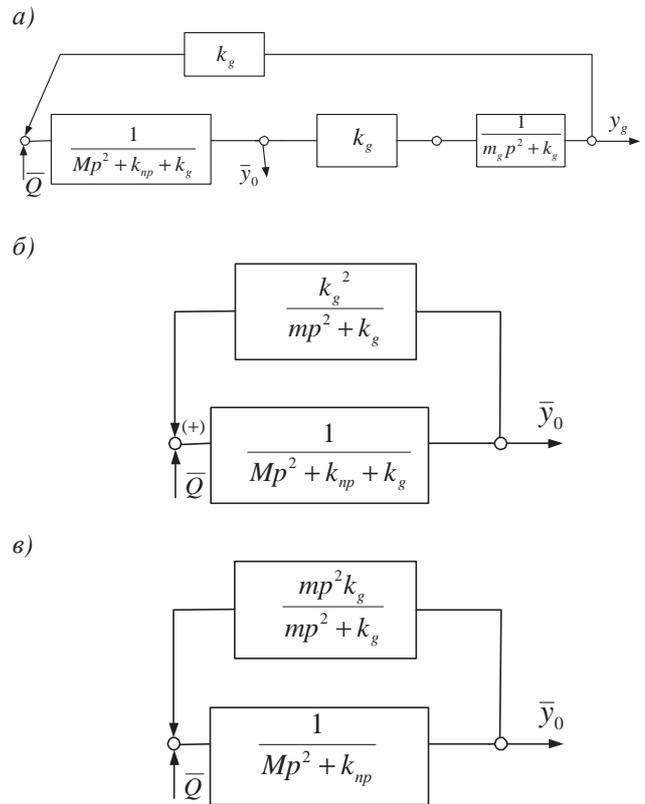


Рис. 12. Структурные схемы виброзащитной системы с несколькими степенями свободы и динамическим гасителем колебаний при силовом возмущении

Заключение

1. Динамическое гашение колебаний объекта путем присоединения динамического гасителя как некоторой дополнительной массы, присоединяемой упругим элементом, обладает при определенных условиях возможностями уменьшать колебания объекта защиты.

2. Структурные интерпретации процесса динамического гашения колебаний могут рассматриваться как задачи управления динамическим состоянием объекта защиты путем введения управляющей силы, формируемой параметрами абсолютного движения (управление по абсолютному отклонению).

3. Введение управляющей силы может рассматриваться как введение дополнительной обратной связи. Знак обратной связи определяется выбором структуры рассматриваемой системы, относительно которой предполагается, что она состоит из парциальных систем. Выбор последних зависит от особенностей постановки задач вибрационной защиты.

4. Предлагаемые подходы могут быть распространены на системы с несколькими степенями свободы, что можно реализовать путем внедрения приведенной жесткости фрагментов общей расчетной схемы виброзащитной системы с учетом особенностей структуры механической системы и условий формирования системы внешних воздействий.

Литература

1. Вибрации в технике: справочник в 6 т. Т. 6. Защита от вибраций и ударов / под ред. К.В. Фролова. М.: Машиностроение. 1983. 586 с.
2. Коловский М.З. Автоматическое управление виброзащитными системами. М.: Наука, 1976. 320 с.
3. Елисеев С.В., Резник Ю.Н., Хоменко А.П., Засядко А.А. Динамический синтез в обобщенных задачах виброзащиты и виброизоляции технических объектов. Иркутск: Изд-во Иркут. гос. ун-та. 2008. 523 с.
4. Ермошенко Ю.В. Управление вибрационным состоянием в задачах виброзащиты и виброизоляции: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Иркутск, 2002. 19 с.
5. Белокобыльский С.В., Ситов И.С. Особенности структуры вибрационного поля двумерного объекта в системе обобщенных координат «смещение – угол поворота» и соответствующих координатам обобщенных сил // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2008. № 1(17). С. 18 – 22.
6. Фролов К.В., Фурман Ф.А. Прикладная теория виброзащитных систем. М.: Машиностроение, 1985. 286 с.
7. Генкин М.Д., Елезов В.Г., Яблонский В.В. Методы управляемой виброзащиты машин. М.: Наука, 1985. 240 с.
8. Белокобыльский С.В., Елисеев С.В., Кашуба В.Б. Прикладные задачи структурной теории виброзащитных систем. СПб.: Политехника. 2013. 364 с.
9. Елисеев С.В. Новые подходы в теории колебаний. Задачи управления динамическим состоянием колебательных систем на основе введения дополнительных связей // Винеровские чтения: материалы IV всерос. науч.-практ. конф. Иркутск, 2009. С. 46 – 60.
10. Harris'С.М., Allan G. Shock and Vibration Handbook. New-York, 2002. 877 p. USA
11. Елисеев С.В., Резник Ю.Н., Хоменко А.П. Мехатронные подходы в динамике механических колебательных систем. Новосибирск: Наука, 2011. 394 с.
12. Хоменко А.П., Елисеев С.В., Ермошенко Ю.В. Системный анализ и математическое моделирование в мехатронике виброзащитных систем. Иркутск: ИрГУПС, 2012. 274 с.
13. Корнев Б.Г., Резников П.М. Динамические гасители колебаний. Теория и технические приложения. М.: Наука, 1978. 535 с.
14. Елисеев С.В., Нерубенко Г.П. Динамические гасители колебаний. Новосибирск: Наука, 1982. 182 с.
15. Белокобыльский С.В., Кашуба В.Б. Оценка возможностей динамических взаимодействий рабочего блока и корпуса технологической машины для вибрационного заглаживания бетонных поверхностей // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2008. № 1(17). С. 61-68.
16. Белокобыльский С.В., Мамаев Л.А., Кашуба В.Б., Ситов И.С. Особенности динамического гашения колебаний рабочих органов технологических машин при поверхностной обработке вязкоупругих сред // Системы. Методы. Технологии. 2009. № 1. С. 8-11.
17. Белокобыльский С.В., Мамаев Л.А., Кашуба В.Б., Ситов И.С., Упырь Р.Ю., Паршута Е.А., Трофимов А.Н. Динамически стабилизированный вибрационный рабочий орган технологической машины: пат. № 2440238 Рос. Федерация. № 2010115723/03 заявл. 20.04.2010. 2010.01.2012. Бюл. № 28.3 с.

References

1. Vibration in engineering: a Handbook in 6 tonnes. T. 6. Protection against vibration and shock / under ed. K.V. Frolov. - M.: Mechanical engineering. 1983. 586 p.
2. Kolovsky M.Z. Automatic control of vibration protection systems. M.: science, 1976. 320 p.
3. Eliseev S.V., Reznik Yu.N., Khomenko A.P., Zasyadko A.A. Dynamic synthesis of the generic problems of protection against vibration and vibration insulation of technical objects. Irkutsk. Publishing house of Irkutsk state University. 2008. 523 with.
4. Ermoshenko Yu. In. The management of the vibration state of the tasks of protection against vibration and vibration isolation : Avtoref. dis. ... candidate of technical Sciences : 01.02.06 / Ermoshenko Yulia Vladimirovna ; Irkutsk state university of communication means. Irkutsk, 2002. 19 p.
5. S.V. Belokobilskiy, Sitov I.S. Features of the structure of vibratory field of two-dimensional object in the system of generalized coordinates «offset - angle» and the corresponding coordinates of generalized forces // Modern technologies. System analysis. The simulation. 2008. № 1(17). P. 18 - 22
6. Frolov K.V., Furman F.A. Applied theory of vibration systems. M.: Machinery, 1985. 286 p.
7. Genkin M.D., Elez V.G., Yablonsky V.V. Methods of controlled vibroprotection of machines. M.: Science, 1985.240 p.
8. S.V. Belokobilskiy, Eliseev S.V., Kashuba V. Applied problems of structural theory of vibration systems. Saint-Petersburg.: Polytechnic. 2013. 364 p.
9. Eliseev S. New approaches in the theory of oscillations. Tasks of control of dynamic state of oscillatory systems on the basis of introduction of additional linkages // Wiener read: materials of IV all - Russia scientifically-practical conference. Irkutsk: ISTU, 2009. P. 46 - 60.
10. Harris'С.М., Allan G. Shock and Vibration Handbook. USA / McGraw-Hill / New-York. 2002. P. 877.
11. Eliseev S.V., Reznik YU.N., Khomenko AP. Mechatronic approaches in the dynamics of mechanical oscillatory systems. - Novosibirsk: Science. 2011. 394 p.
12. Khomenko A.P., Eliseev S.V., Ermoshenko Yu.V. System analysis and mathematical modeling in mechatronics vibration systems. Irkutsk: Irkutsk state University of communication means. 2012. 274 p.
13. Korenev B.G. Dynamic dampers of vibrations. Theory and technical applications / B.G.. Korenev, P.M.. Reznikov. M.: Science, 1978. 535 p.
14. Eliseev S.V. Нерубенко. U.C. Dynamic oscillation dampers of the. Novosibirsk: science, 1982. 182 p.
15. Assessment of the opportunities of the dynamic interactions of the working unit and the corps of technological machine for vibration smoothing concrete surfaces / S.V. Belokobilskiy, V.B.. Kashuba. // Modern technologies. System analysis. The simulation. 2008. № 1(17). With. 61-68.
16. S.V. Belokobilskiy, Mamaev, L.A., Kashuba V.B., Sith I.S. Features of dynamic damping of the oscillations of the working bodies of technological machines for surface processing of viscoelastic media System. Methods. Technology. 2009. №1. With. 8-11.
17. Belokobilskiy S.V., Mamaev L.A., Kashuba V.B., Sith J.S., Ghoul R.Y., Паршута Е.А., Трофимов А.Н. // Dynamically stabilized vibratory the working body of the technological machine. The patent for the invention № 2440238 from 20.04.2010.